

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

УДК 655.224.6

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ ОБЕРТОВОГО СТОЛУ ТАМПОДРУКАРСЬКОЇ МАШИНИ ПТМ

© О. О. Палюх, к.т.н., доцент, НТУУ «КПІ», Київ, Україна

**За результатами дослідження механізму були
улучшені його конструктивні параметри, уточнені
расчетные характеристики разгружающего устройства,
спроектирован и изготовлен привод поворотного стола
одноцветной тампопечатной машины ПТМ-200.**

**A survey mechanism has been improved its design para-
meters, refined calculated characteristics unloading device,
designed and manufactured drive rotary table one colorful
printing machine PTM-200.**

Мета і задачі експери- ментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень кулачкового механізму обертового столу тамподрукарської машини ПТМ є перевірка і підтвердження основних положень теорії аналітичних розрахунків, а також відпрацювання конкретних рекомендацій для проектування зблокованих кулачкових механізмів (обертовий рух столу тамподрукарської машини).

При цьому вирішувались наступні задачі:

- оцінка ефективності використання розвантажуючих пристроїв;

- дослідження впливу змін швидкісного режиму роботи на ефект зрівноваження;

- перевірка параметрів, рекомендованих для зблокованого кулачкового механізму приводу поворотного столу тамподрукарської машини, з точки зору оптимізації динамічних характеристик.

Експериментальні дослідження проводились на спеціальному стенді з параметрами, відповідними зблокованому з розвантажуючими пристроями кулачковому механізму приводу поворотного столу тамподрукарської машини ПТМ.

Стенд призначений для дослідження кінематичних та динамічних характеристик приводу поворотного столу тамподрукарської машини.

Опис макета зблокованого кулачкового механізму обертового столу тамподрукарської машини ПТМ

Кінематична схема макета представлена на рис. 1, а фотографія на рис. 2.

Пристрій для повороту вихідної ланки змонтовано на жорсткій станині з приводом від двигуна постійного струму на вхідний вал, який дозволяє змінювати робочу швидкість макету у широкому діапазоні. Кулачки встановлені на валу. На вхідному

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

валу встановлено коромисло з роликками взаємодіючими з кулачками. Зрівноважуючий механізм складається з пружного елемента у вигляді пружини і додаткової шестерні, яка приводиться в рух від основної шестерні, встановленої на вихідному валу. Робочий профіль кулачка виконаний розікнутим по мінімальним радіусам-векторам. Розрахункове число обертів вхідного валу було прийнято рівним 55, 38 і 28 об/хв. Кожному розрахунковому режиму роботи відповідав певний розвантажувач (пружина), період вистоя вихідної ланки дорівнював періоду повороту, момент інерції маси $J = 4 \text{ кг/м}^2$; $n = 1,66 \text{ с}^{-1}$ — частота обертання кривошипної шестерні; $\varphi_p = 160^\circ$ — кут повороту кривошипа, відповідний холостому ходу; $\varphi_n = 20^\circ$ — кут паузи. Після попередніх розрахунків кутовий розмах кулачка був прийнятим $\psi_\Sigma = 60^\circ$; момент інерції коромисла з дисками дорівнює $I = 0,2135 \text{ Нмс}^2$; геометричні параметри розвантажуючого пристрою: $\lambda = a/\xi = 5$; $\beta = S_0/S = 0,5$, де S_0 — монтажна деформація пружини; s — робоча деформація пружини.

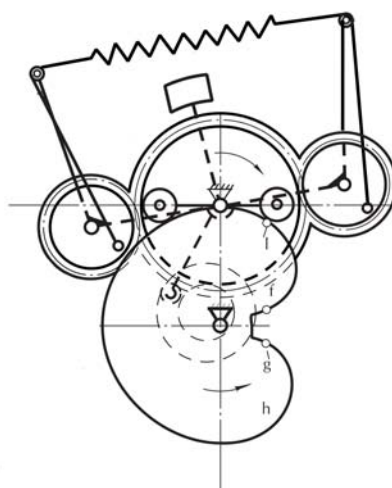


Рис. 1. Кінематична схема напівобертового механізму

За заданими геометричними параметрами розвантажуючого пристрою синтезований закон періодичного руху коромисла. Синтезований закон гармонічний з константами $B = 1,498$; $C = 4,72$ і енергетичним параметром $N = 1,3635$.

Необхідна жорсткість пружини визначена за формулою:

$$C = \frac{N^2 I_{\gamma_\Sigma}^2}{2r^2 T^2} = 100 \text{ Н/см}$$

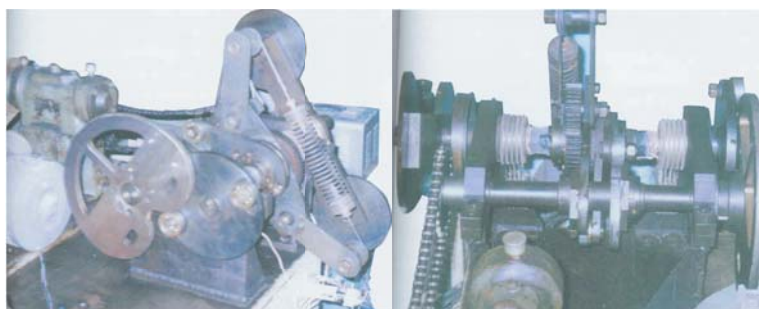
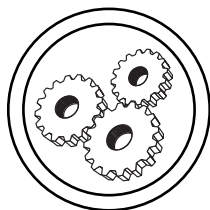


Рис. 2. Стенд для експериментальних досліджень



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

Максимальні моменти від сил інерції і крутні моменти на кривошипному валу при різних частотах обертання

Частота обертання, с ⁻¹	0,66	1	1,33	1,66
$M_{\text{ін.мах}}, \text{Нм}$	5,66	12,7	22,7	40,6
$M_{\text{кр.мах}}, \text{Нм}$	4,62	10,37	18,54	29,2

Моменти від сил інерції вихідної системи визначались за формулою:

$$M_{\text{ін}} = c_k \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{T^2} \right],$$

де c_k — інваріант прискорення маси вихідної системи; I — момент інерції мас вихідної системи; γ_{Σ} — кутовий розмах; T — період кінематичного циклу.

Моменти на валу без врахування дії розвантажуючого пристрою визначались за формулою:

$$M_{\text{кр}} = d_k \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{\omega_1 T^3} \right],$$

де $d_k = b_k c_k$ — інваріант кінетичної потужності; ω_1 — кутова швидкість кривошипного валу.

Максимальні моменти від сил інерції і крутні моменти на кривошипному валу при різних частотах обертання приведені в табл.

Результати експериментальних досліджень

Результати проведених експериментальних досліджень різних параметрів і процесів представлені у вигляді серій осцилограм. Їх розшифрування проводились з врахуванням оцінки результатів вимірювань та похибок, отриманих при багаторазових повторних дослідках, що проводилися методами математичної статистики.

Сигнали, що характеризують навантаження на важелях, згідно тарувальної схеми пропорційні моменту від діючих в процесі роботи механізму сил відносно осі кочення вихідної ланки. Для оцінки результатів експериментальних досліджень були розшифровані амплітудні значення сигналів для кожної із ділянок переміщення вихідної ланки усередині кінематичного циклу.

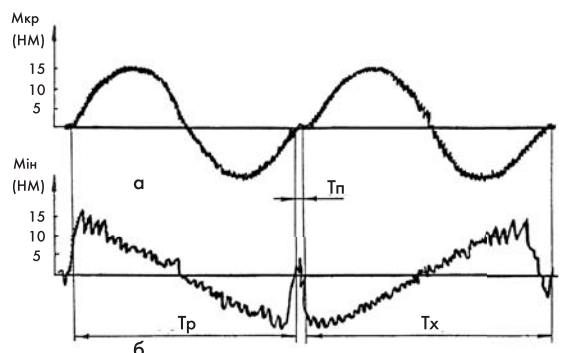
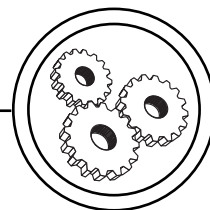


Рис. 3. Копії осцилограм крутних моментів

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



Результати експериментальних досліджень опрацьовані і представлені у вигляді осцилограм на рис. 3-8.

У якості критерію оцінки ефективності роботи механізму з розвантажуючим пристроєм використовувався коефіцієнт зрівноваження, який визначався у виді відношення піків крутних моментів на відповідному валу, підрахованих за аналітичними залежностями (табл.) до піків моментів на тому ж валу, отриманих експериментальним шляхом.

Коефіцієнт зрівноваження надлишкових моментів на валу вихідної системи:

$$K_{зр1} = \frac{M_{кр.мах}}{M_{2мах}},$$

де $M_{кр.мах}$ — максимальний крутний момент на кривошипному валу, отриманий розрахунковим шляхом без врахування розвантажуючого пристрою; $M_{2мах}$ — максимальний крутний момент на кривошипному валу, зареєстрований на осцилограмі.

На рис. 3, а представлена копія осцилограми запису кру-

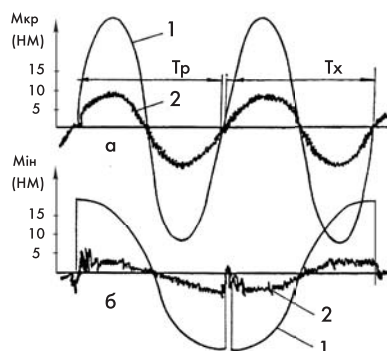


Рис. 4. Копії осцилограм крутних моментів

них моментів на кривошипному валу, а на рис. 3, б — копія осцилограми крутного моменту на валу вихідної системи, отримані при частоті обертання кривошипного валу $n = 1 \text{ с}^{-1}$.

Як видно із осцилограм, криві крутних моментів спотворені накладанням власних коливань, величини яких більш суттєві на вихідній системі і особливо помітні при переході від розбігу до вибігу і навпаки.

На рис. 4, а, б представлені копії осцилограм запису крутних моментів на кривошипному валу і на валу вихідної системи

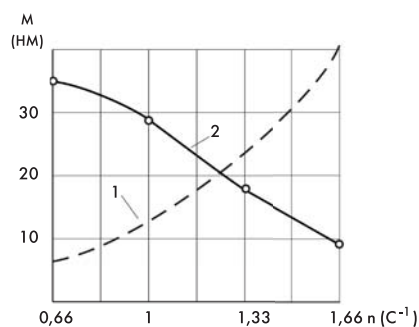


Рис. 5. Графік залежності крутних моментів на валу вихідної системи

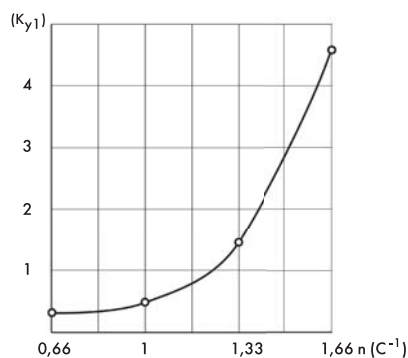
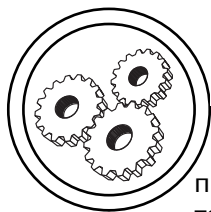


Рис. 6. Графік залежності коефіцієнтів зрівноваження



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

при розрахунковій частоті обертання кривошипного валу $n = 1,66 \text{ с}^{-1}$. Криві крутних моментів спотворені накладанням власних крутильних коливань у більшому ступені ніж при $n = 1 \text{ с}^{-1}$.

Коефіцієнти зрівноваження на розрахунковому швидкісному режимі дорівнювали для кривошипного валу $K_{зр,2} = 3,4$ і для валу вихідної системи $K_{зр,1} = 4,6$.

Відносно невисокий коефіцієнт зрівноваження на кривошипному валу пояснюється наявністю неврахованих моментів від сил інерції рухомих ланок механізму. На валу вихідної системи наявністю збуджуваних крутильних коливань.

При $n = 1,66 \text{ с}^{-1}$ в період переходу від розбігу до вибігу спостерігається зростання амплітуд змущених коливань. Зростання амплітуд змущених коливань оцінимо коефіцієнтом динамічності зрівноваженої системи, який представляє собою відношення моменту на вихідному валу з врахуванням пружних коливань M_1 до моменту без їх врахування M_2 :

$$K_d = \frac{M_1}{M_2},$$

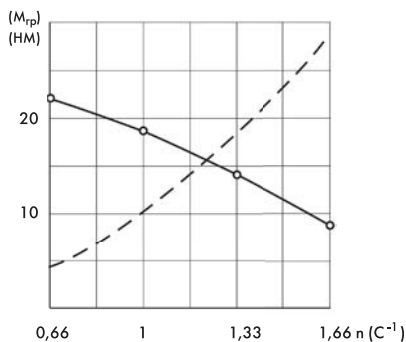


Рис. 7. Графік залежності крутних моментів на валу вихідної системи

Для відносно великої швидкості і при наявності пауз в русі вихідної системи величина коефіцієнта динамічності невисока.

Слід зауважити, що при відсутності зрівноваження амплітуди коливань були б значно вищі і коефіцієнт динамічності був би більше.

Однак зафіксувати моменти на валу вихідної системи без впливу розвантажуючого пристрою неможливо, так як розвантажуючий пристрій здійснює силове замикання ролика і кулачка і без нього механізм не може працювати.

На рис. 5 представлені залежності моментів на валу вихідної системи (крива 1 — моменти підраховані за формулами; крива 2 — моменти отримані експериментальним шляхом).

Як видно із графіків, теоретичні моменти (крива 1) ростуть пропорційно квадрату швидкості, а дійсні (крива 2) зменшуються. Зменшення дійсних крутних моментів із збільшенням швидкості пояснюється тим, що моменти від сил інерції і розвантажуючого пристрою починають взаємозрівноважуватися. Мінімальний момент має місце при

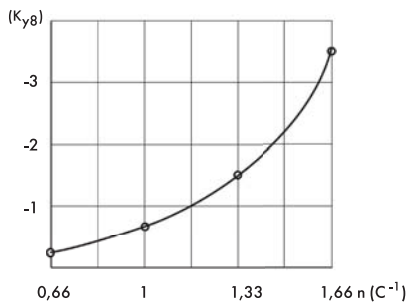
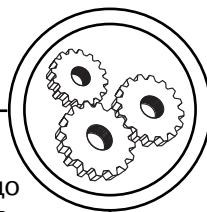


Рис. 8. Графік залежності коефіцієнтів зрівноваження

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



розрахунковому швидкісному режимі $n = 1,66$ і дорівнює 8 Нм.

На рис. 6 представлена залежність коефіцієнту зрівноваження вихідної системи в залежності від частоти обертання. Видно, що до $n = 1,25 \text{ с}^{-1}$ $\kappa_{зр.1} < 1$, отже моменти від розвантажуючого пристрою більше моментів від сил інерції і зрівноваження немає. Однак з підвищенням швидкісного режиму величини моментів які мають протилежну спрямованість вирівнюються і коефіцієнт зрівноваження зростає і на розрахунковому швидкісному режимі дорівнює $\kappa_{зр.1} = 4,6$.

На рис. 7 представлені залежності величин крутних моментів на кривошипному валу від частоти обертання. Крива 1 віддзеркалює зміну моментів, підрахованих без врахування зрівноваження, крива 2 отримана експериментальним шляхом. Із графіків видно, що в результаті одночасної дії на вихідну систему моментів від сил інерції і розвантажуючого пристрою, моменти на криво-

шипному валу при наближенні до розрахункового швидкісного режиму зменшуються.

На рис. 8 представлені залежності коефіцієнтів зрівноваження на кривошипному валу від частоти обертання. До $n = 1,15 \text{ с}^{-1}$ розвантаження приводу немає. Після $n = 1,15 \text{ с}^{-1}$ коефіцієнт зрівноваження $\kappa_{зр.2} > 1$ і на розрахунковому швидкісному режимі дорівнює $\kappa_{зр.2} = 3,4$. Як відзначалось вище, коефіцієнт зрівноваження відносно невисокий, що пояснюється впливом сил інерції рухомих ланок механізму, неврахованих розрахунком.

Висновки

За результатами дослідження механізму були поліпшені його конструктивні параметри, уточнені розрахункові характеристики розвантажуючого пристрою, спроектований і виготовлений привід поворотного столу одно фарбової тамподрукарської машини ПТМ-200.

1. Нахапетян Е. Г. Транспортные устройства автоматов, встраиваемых в автоматические линии / Е. Г. Нахапетян. — М. : Наука, 1977. — 136 с.
2. Новгородцев В. А. Дифференциальные кулаково-зубчатые механизмы периодического поворота / В. А. Новгородцев, М. Е. Фишин. — В кн. : Теория механизмов и машин. — Харьков: ХГУ, 1975. — Вып. 18. — С. 102—109.
3. Палюх О. О. Аналіз деяких конструкцій та основних положень розрахунку механізмів періодичного руху поліграфічних машин / О. О. Палюх. — К. : НТУУ «КПІ», 1995. — 51 с. : іл. Деп. в УКРНДІНТІ.
4. Палюх О. О. Удосконалення структури та синтез механізмів обертового стола тамподрукарських машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.01 «Машини і процеси поліграфічного виробництва» / О. О. Палюх. — Київ, 2004. — 24 с.
5. Петрук А. И. Кулаковые поворотные механизмы для привода выходного звена полиграфических машин / А. И. Петрук, В. Г. Яницкий. — В кн. : Разработка привода и устройств автоматизации полиграфических машин. — М. : Труды ВНИИполиграфмаш, 1984. — С. 56—65.
6. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов / К. В. Тир. — М., Книга, 1965. — 496 с.

Рецензент — Ю. О. Шостачук, к.т.н.,
доцент, НТУУ «КПІ»

Надійшла до редакції 11.11.09